

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problem Mailbox.**

02P-18157



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ Übersetzung der  
europäischen Patentschrift

⑤1 Int. Cl.<sup>6</sup>:  
G 01 M 17/00

⑧7 EP 0 522 198 B1

⑩ DE 691 16 143 T 2

②1 Deutsches Aktenzeichen:	691 16 143.7
⑧6 Europäisches Aktenzeichen:	91 115 604.0
⑧6 Europäischer Anmeldetag:	13. 9. 91
⑧7 Erstveröffentlichung durch das EPA:	13. 1. 93
⑧7 Veröffentlichungstag der Patenterteilung beim EPA:	3. 1. 96
④7 Veröffentlichungstag im Patentblatt:	30. 5. 96

DE 691 16 143 T 2

③0 Unionspriorität: ③2 ③3 ③1  
27.06.91 JP 156685/91

⑦3 Patentinhaber:  
Kabushiki Kaisha Meidensha, Tokio/Tokyo, JP

⑦4 Vertreter:  
Manitz, Finsterwald & Partner, 80538 München

⑧4 Benannte Vertragsstaaten:  
CH, DE, FR, GB, LI, SE

⑦2 Erfinder:  
Suzuki, Yorikatsu, Yokohama-shi, Kanagawa-ken, JP

⑤4 Kontrollsystem für Fahrgestelldynamometer zur Simulation von Strassentest am Auto

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patentamt inhaltlich nicht geprüft.

DE 691 16 143 T 2

91 115 604.0-2213

Kabushiki Kaisha Meidensha

### Gebiet der Erfindung

Die vorliegende Erfindung betrifft allgemein ein Fahrgestelldynamometer zum Durchführen von Standtests der Leistung eines Kraftfahrzeugs. Genauer gesagt betrifft die Erfindung ein Steuersystem für ein Fahrgestelldynamometer, das insbesondere für einen Straßentest-Simulationsstandtest für ein Kraftfahrzeug vom Vierradantrieb-Typ anwendbar ist.

### Beschreibung des technischen Hintergrundes

Dynamometer zum Testen von Fahrzeugen sind bekannt aus UK-A-2 065 887, BE-A-754 189, US-A-4 656 576, JP-A-62-25233 und JP-A-62-198728. Diese Dokumente behandeln hauptsächlich oder ausschließlich Dynamometer zum Testen von Zweiradantrieb-Fahrzeugen. Sofern derartige Dynamometer zum Testen von Vierradantrieb-Fahrzeugen verwendet werden können, leiden sie darunter, daß unterschiedliche Drehmomente, die auf die Dynamometer aufgebracht werden, welche den vorderen bzw. hinteren Rädern zugeordnet sind, nicht oder unangemessen berücksichtigt werden. Beträchtliche Geschwindigkeitsdifferenzen zwischen den vorderen und hinteren Dynamometerrollen können entstehen. Dies ist besonders problematisch für Vierradantrieb-Fahrzeuge mit einer Drehmomentverteilung zwischen Vorder- und Hinterachsen, die signifikant von 50 : 50 abweicht.

Die japanische (ungeprüfte) Patent-Erstveröffentlichung (Tokkai) Showa 63-55433 offenbart ein Fahrgestelldynamometer für ein Kraftfahrzeug vom Vierradantrieb-Typ. Das offenbarte

Fahrgestelldynamometer verwendet Rollen für jeweilige von vier Fahrzeugrädern und eine Leistungsabsorbereinrichtung und eine mechanische Trägheitseinrichtung. Kupplungen sind vorgesehen zum Verbinden von linken und rechten Rollen zum Synchronisieren von zwei vorderen Rollen bzw. zwei hinteren Rollen durch Eingriff der Kupplungen. Das in der vorstehend angegebenen Veröffentlichung offenbarte Fahrgestelldynamometer ist nämlich in zwei verschiedenen Modi betreibbar. Wenn die Kupplungen getrennt sind, arbeiten die linken und rechten Räder unabhängig voneinander für einen unabhängigen Betrieb jeweiliger vier Rollen. Wenn die Kupplungen sich in Eingriff befinden, für synchronen Betrieb zwischen jeweiligen linken und rechten Rollen. In einem solchen Fall sind vordere und hintere Paare von Rollen unabhängig von dem anderen wirksam. In dem offenbarten System wird eine Verteilung des Antriebsdrehmomentes für jeweilige Rollen als eine Funktion der Beschleunigung der Gesamteinheit des Fahrgestelldynamometers gesteuert. Bei der Ableitung einer Drehmomentdifferenz zwischen vorderen und hinteren Rollen wird eine spezifische Trägheit, d.h. mechanische Trägheit, vorderer und hinterer Räder nicht berücksichtigt.

Ein ähnlicher Typ von Fahrgestelldynamometer ist in der japanischen (ungeprüften) Patent-Erstveröffentlichung (Tokkai) Showa 61-734 und der japanischen (ungeprüften) Patent-Erstveröffentlichung (Tokkai) Heisei 2-46891 vorgeschlagen worden. Selbst in den letzteren beiden Veröffentlichungen kann vorhergesagt werden, daß eine Komponente mechanischer Trägheit nicht berücksichtigt wird. Da das Fahrzeug immer einer mechanischen Trägheit ausgesetzt ist, verursacht eine Vernachlässigung der mechanischen Trägheit eine Verschlechterung der Genauigkeit der Resultate im Test. Mit anderen Worten kann das vorstehend dargelegte System nicht präzise einen Straßentest simulieren, da die Verteilung von Antriebsdrehmoment für jeweilige Rollen von tatsächlichen Straßen-

testdaten aufgrund des Fehlens des mechanischen Trägheitsfaktors unterschieden werden kann.

Um das Verhalten des Vierradfahrzeugs zu simulieren, wird es dagegen notwendig, eine Lastverteilung zwischen Vorder- und Hinterachsen zu simulieren. Das heißt, während des tatsächlichen Fahrens des Fahrzeugs kann die Fahrzeuglage durch Verschieben des Schwerpunktes, der durch das Trägheitsmoment beeinflusst wird, geändert werden. Typische Lageänderungen sind bekannt als Hochwinden oder In-die-Knie-gehen und Abtauchen der Nase, was durch axiales Verschieben des Schwerpunktes verursacht wird. Herkömmlicherweise ist es nicht möglich gewesen, derartige Fahrzeuglageänderungen zu simulieren. Die vorstehend erwähnte japanische Patent-Erstveröffentlichung Showa 63-55433 sorgt für eine gewisse Verbesserung beim Simulieren einer Fahrzeug-Stampfbewegung, indem die Fähigkeit geschaffen wird, die vorderen Rollen und hinteren Rollen unabhängig voneinander zu betreiben. Jedoch ist es selbst mit einem derartigen Fahrgestelldynamometer noch nicht möglich gewesen, erfolgreich ein Abtauchen der Nase zu simulieren, was durch Fahrzeugkörperträgheitsmomente verursacht wird.

Dagegen ist es in den modernen Automobiltechnologien wichtig geworden, eine Fahrzeugkörperlageänderung zum Testen der Leistung einer im Fahrzeug einzurichtenden Lagesteuerung zu simulieren. Zum Beispiel gestattet die Fähigkeit zum Simulieren des Abtauchens der Nase das Testen und Auswerten der Leistung eines Antiblockier-Bremssteuersystems. In der gegenwärtigen Technologie kann das Abtauchen der Nase simuliert werden, und zwar durch Vorsehen eines Lastverteilungssteuersystems für das Fahrzeug per se oder anderweitig durch Verwenden einer speziellen Anordnung des Fahrgestelldynamometers, die spezifisch zum Simulieren des Abtauchens der Nase entworfen ist.

In den modernen Automobiltechnologien gibt es zwei Typen von Vierradantrieb-Leistungszuganordnungen, die im Fahrzeug zu verwenden sind. Eine davon ist ein Vollzeit-Vierradantrieb-Leistungszug-Layout, bei welchem von einem Automotor erzeugtes Antriebsdrehmoment immer an vier Räder verteilt wird. Die andere ist ein Teilzeit-Vierradantrieb-Leistungszug-Layout, bei welchem der Leistungszug normalerweise als Zweiradantrieb-Leistungszug wirksam ist und in den Vierradantrieb bei einer vorbestimmten Bedingung schaltet, wie beispielsweise übermäßiger Radschlupf an Primärantriebsrädern. Im Fall des Teilzeit-Vierradleistungs zug-Layouts ist die Simulation im wesentlichen gleich derjenigen des Zweiradantrieb-Fahrzeugs, da das Fahrzeug normalerweise durch ein Zweiradantrieb-Leistungszug-Layout angetrieben wird. Auch selbst dann, wenn der Teilzeit-Vierradleistungs zug aufgrund eines übermäßigen Radschlupfes an den Primärantriebsrädern in einen Vierradmodus geschaltet wird, da der Radschlupf selbst im Vierradantrieb-Modus-Leistungszug-Layout sowohl an den Primär- als auch Hilfsantriebsrädern leicht verursacht werden kann, unterscheidet sich die Simulation nicht signifikant vom herkömmlichen Zweiradantrieb-Fahrzeug. Jedoch ist dagegen im modernen Vollzeit-Vierradleistungs zug-Layout die Verteilung von Antriebsdrehmoment variabel, und zwar in Abhängigkeit vom Fahrzeugantriebszustand. Typischerweise wird die Drehmomentverteilung proportional zu Beschleunigung und Verzögerung eingestellt. Wenn ein Standtest auf dem Fahrgestelldynamometer für ein derartiges Fahrzeug durchzuführen ist, welches ein Vollzeit-Vierradantrieb-Leistungszug-Layout variabler Drehmomentaufteilung zum Simulieren gerader Beschleunigung und Verzögerung auf der ebenen Straße aufweist, wird die Radgeschwindigkeit an den Vorder- und Hinterrädern unterschiedlich. Gleichzeitig muß die Rotationsgeschwindigkeit der Rolle als imaginäre Straßenoberfläche für alle Rollen gleich sein. Insbesondere zum Durchführen eines 10-Modus-Tests oder LA-4-Modus-Tests zum Testen des

Kraftstoffverbrauchs und eines Abgaszusammensetzungstests wird die Gleichheit der Rollen wesentlich, um eine zufriedenstellende Genauigkeit des Tests zu schaffen.

Im Fall des Vierradantrieb-Fahrzeugs mit einem passiven Differentialmechanismus wie beispielsweise einer zentralen Differentialgetriebeeinheit sollte nämlich die Radgeschwindigkeit an den vorderen und hinteren Rädern unterschiedlich sein, da die Bodengeschwindigkeit an allen Rädern gleich ist. Natürlich kann das Erhöhen der Radgeschwindigkeitsdifferenz zwischen den vorderen und hinteren Rädern den internen Verlust des Antriebsdrehmoments in der zentralen Differentialgetriebeeinheit vergrößern und die Abgaszusammensetzung und den Kraftstoffverbrauch beeinflussen. Auf dem Fahrgestelldynamometer existieren auch Radschlupfcharakteristiken ähnlich jenen, die auf der tatsächlichen Straßenoberfläche auftreten. Daher wird in Betracht gezogen, daß, indem die Umfangsgeschwindigkeiten der Rollen konsistent zueinander eingestellt werden, eine Drehmomentverteilung ähnlich jener auf der tatsächlichen Straße simuliert werden kann.

Beim tatsächlichen Straßentest kann das Gesamtantriebsdrehmoment an vier Rädern durch die folgende Gleichung ausgedrückt werden:

$$F = A + Bv^2 + Mg \times (dv/dt) + Mgsin \theta \quad \dots(1)$$

wobei:

- F: Fahrzeugantriebskraft; für den Fall eines Vierradantrieb-Fahrzeugs Gesamtantriebskraft von Antriebskräften an jeweiligen von vier Rädern,
- A: Rollwiderstand des Rades;
- B: Koeffizient des Luftwiderstandes;
- v: Fahrzeuggeschwindigkeit (m/sek.)

M: Fahrzeugträgheitsgewicht (kg)  
g: Gravitationsbeschleunigung; und  
 $\theta$ : Neigungswinkel der Straßenoberfläche in longitudinaler Richtung.

Im normalen Test wird das Simulieren einer ebenen Straße durchgeführt, wobei der Ausdruck ( $mg \sin \theta$ ) vernachlässigt werden kann. Der Ausdruck (A) und der Ausdruck ( $Bv^2$ ) werden durch ein Dynamometer oder eine Leistungsabsorptionseinrichtung absorbiert. Dagegen wird der Ausdruck ( $mg(dv/dt)$ ) durch eine mechanische Trägheitssteuereinrichtung wie beispielsweise ein Schwungrad oder elektrische Trägheitssteuermittel absorbiert, wie bei den vorstehend angegebenen Veröffentlichungen offenbart. Wie in der vorstehend erwähnten Veröffentlichung dargestellt, wird besonders das elektrische Trägheitssteuermittel häufig eingesetzt. Dies ist so, weil die mechanische Trägheit der Rolle und der Leistungsabsorptionseinrichtung näherungsweise doppelt so groß wird wie jene beim Zweiradantrieb-Fahrzeug. Beispielsweise wird im Fall des Fahrgestelldynamometers mit Rollen mit einem Durchmesser von 1591 mm die mechanische Trägheit der Rolle und der Leistungsabsorptionseinrichtung in einem Bereich von 400 kg bis 500 kg im Fall des Zweiradantrieb-Fahrzeugs und in einem Bereich von 800 kg bis 1000 kg im Fall des Vierradantrieb-Fahrzeugs liegen. Da das Gesamtgewicht eines allgemeinen Fahrzeugs kleiner Größe in einem Bereich von 800 kg bis 1300 kg liegt, ist es nahezu gleich der mechanischen Trägheit der mechanischen Trägheitsabsorptionseinrichtung. Da die mechanische Trägheit im elektrischen Trägheitsabsorptionsmittel eine viel kleinere mechanische Trägheit aufweist, werden die elektrischen Trägheitsabsorptionsmittel auf vorteilhafte Weise eingesetzt.

Dagegen, was ein zusammengesetztes Verhältnis eines Fahrwiderstandes betrifft, überschreiten die Ausdrücke (A) und

( $Bv^2$ ), die als Konstantgeschwindigkeitsfahrwiderstand bezeichnet werden, 500 N bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit von weniger als oder gleich 80 km/h nicht. Dagegen wird der Fahrwiderstand des Ausdrucks ( $Mg(dv/dt)$ ) bei einem Beschleunigungszustand in der Größe von 0,1 g und bei 1000 kg des Gesamtfahrzeuggewichts näherungsweise 980 N und daher größer als der Konstantgeschwindigkeitsfahrwiderstand.

Demgemäß sind in dem Test, der einen Test für Beschleunigung und Verzögerung einschließt, die in der vorstehend erwähnten Veröffentlichung offenbarten Technologien lediglich für ein Drehmomentaufteilungsverhältnis von 50 : 50 anwendbar. Aus diesem Grund wird die in der vorstehend erwähnten japanischen Patent-Erstveröffentlichung Showa 63-55433 offenbarte Geschwindigkeitsdifferenzsteuerung ein im wesentlichen schwaches Ansprechen bei einem Fahrzeug mit einem Drehmomentaufteilungsverhältnis aufweisen, welches sich sehr von einer gleichmäßigen Verteilung (50 : 50) unterscheidet.

#### ZUSAMMENFASSUNG DER ERFINDUNG

Daher ist ein Ziel der vorliegenden Erfindung, ein Fahrgestelldynamometersteuersystem für ein Fahrzeug mit Vierradantrieb zu schaffen, welches eine gesteigerte Straßentestsimulationsleistung mit zufriedenstellend hohen Ansprechcharakteristiken schaffen kann.

Dieses Ziel wird durch die Kombination von Merkmalen der Steuereinrichtung erzielt, wie sie im unabhängigen Anspruch 1 spezifiziert ist.

#### KURZE BESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

Die vorliegende Erfindung wird besser aus der nachstehend angegebenen ausführlichen Beschreibung und aus den begleiten-

den Zeichnungen der bevorzugten Ausführungsform der Erfindung verstanden werden, die jedoch nicht als die Erfindung auf die spezifischen Ausführungsformen beschränkend, sondern lediglich der Erläuterung und dem Verständnis dienend angesehen werden sollten.

In den Zeichnungen ist:

- Fig. 1            eine Draufsicht der bevorzugten Ausführungsform eines Fahrgestelldynamometers gemäß der vorliegenden Erfindung,
- Fig. 2            ein Blockdiagramm der bevorzugten Ausführungsform eines Steuersystems zum Steuern des Betriebs des Fahrgestelldynamometers von Fig. 1,
- Fig. 3            ein Blockdiagramm einer Bremskraftverteilungsberechnungsschaltung, die in der bevorzugten Ausführungsform des Fahrgestelldynamometersteuersystems von Fig. 2 eingesetzt wird,
- Fig. 4            ein Blockdiagramm einer Rollengeschwindigkeitssteuerschaltung, die in der bevorzugten Ausführungsform des Fahrgestelldynamometersteuersystems von Fig. 2 eingesetzt wird, und
- Fig. 5            ein Blockdiagramm einer Dynamometersteuerschaltung, die in der bevorzugten Ausführungsform des Fahrgestelldynamometersteuersystems von Fig. 2 eingesetzt wird.

#### BESCHREIBUNG DER BEVORZUGTEN AUSFÜHRUNGSFORM

Nach den Zeichnungen, insbesondere Fig. 1, umfaßt die bevorzugte Ausführungsform eines Fahrgestelldynamometers vier Rollen 10FL, 10FR, 10RL und 10RR, die jeweils ein vorderes linkes, vorderes rechtes, hinteres linkes und hinteres rechtes Rad (nicht gezeigt) des Fahrzeugs aufnehmen. Die jeweiligen Rollen 10FL, 10FR, 10RL und 10RR werden gelegentlich als "vordere linke Rolle", "vordere rechte Rolle", "hintere linke Rolle" und "hintere rechte Rolle" und allgemein als "Rollen 10" bezeichnet. Die vorderen linken und vorderen rechten Rollen 10FL und 10FR sind drehbar auf einer gemeinsamen Rotationswelle 12F gehalten. Auf ähnliche Weise sind die hinteren linken und hinteren rechten Rollen 10RL und 10RR drehbar auf einer gemeinsamen Rotationswelle 12R gehalten. Die vordere Rotationswelle 12F ist mit einem Dynamometer 14F verbunden, welches zum Absorbieren von Antriebsdrehmoment entworfen ist, das von den Vorderrädern eines Fahrzeugs zur Rotationswelle 12F über die vorderen linken und vorderen rechten Rollen 10FL und 10FR übertragen wird. Auf ähnliche Weise ist die hintere Rotationswelle 12R mit einem Dynamometer 14R verbunden, welches auch Antriebsdrehmoment absorbiert, das von den Hinterrädern des Fahrzeugs zur Rotationswelle 12R über die hinteren linken und hinteren rechten Rollen 10RL und 10RR übertragen wird.

Um mechanische Trägheit zu simulieren, können Schwungräder 16F und 16R in Zusammenarbeit mit den Dynamometern 14F und 14R vorgesehen sein. Die Anordnung von Schwungrädern braucht nicht auf die gezeigte Anordnung spezifiziert sein und kann irgendeine gewünschte Anordnung darstellen. Obwohl die gezeigte Ausführungsform vordere und hintere Schwungräder 16F und 16R jeweils für vordere und hintere Rotationswellen 12F und 12R einsetzt, können beispielsweise entweder eines oder beide Schwungräder gegebenenfalls weggelassen werden. Dage-

gen kann gegebenenfalls eine Vielzahl von Schwungrädern für jedes der vorderen und hinteren Räder vorgesehen sein. Außerdem, obwohl es nicht in den Zeichnungen gezeigt ist, kann die bevorzugte Ausführungsform des Fahrgestelldynamometers gemäß der Erfindung weiter einen Geschwindigkeitsausgleicher einsetzen, um mechanisch die vorderen und hinteren Rotationsräder für deren synchronen Antrieb zu koppeln. Eine Kupplung kann auch zwischen dem Geschwindigkeitsausgleicher und der Rolle eingesetzt werden, um den Geschwindigkeitsausgleicher mit den Rollen zu koppeln und zu entkoppeln.

Fig. 2 zeigt die bevorzugte Ausführungsform des Fahrgestelldynamometers gemäß der vorliegenden Erfindung auf diskrete Weise. Wie leicht eingesehen werden kann, kann das ganze gezeigte System oder ein Teil davon durch ein digitales Computersystem verwirklicht werden.

Wie aus Fig. 2 zu erkennen ist, setzt die gezeigte Ausführungsform des Fahrgestelldynamometersteuersystems die vorderen und hinteren Dynamometer (DyF, DyR) 14F und 14R ein. Jedes der Dynamometer 14F und 14R enthält Lastzellen (LCF, LCR) 20F und 20R zum Nachweisen von Drehmoment sowie Geschwindigkeitsdetektoren (PGF, PGR) 22F und 22R zum Überwachen der Geschwindigkeit. Typischerweise sind die Geschwindigkeitsdetektoren 22F und 22R auf den Rollen 10 angebracht, um direkt deren Rotationsgeschwindigkeit zu überwachen. Die Dynamometer 14F und 14R sind entworfen, unabhängig voneinander gesteuert zu werden. Es sollte deutlich bemerkt werden, daß im Prinzip der Erfindung die gezeigte Ausführungsform des Fahrgestelldynamometersteuersystems nicht die durch das Dynamometer zu erzeugende Bremskraft per se steuert, wie es in Systemen des Standes der Technik durchgeführt wird, sondern eine Beschleunigung und Verzögerung umfassende Gesamtbremskraft steuert, die auf ein äquivalentes Trägheitsgewicht der mechanischen Rotationskomponenten wirkt.

Die Geschwindigkeitsdetektoren 22F und 22R umfassen typischerweise Pulsgeneratoren wie Rotationscodierer zum Erzeugen eines Pulssignals mit einer Frequenz proportional zur Rotationsgeschwindigkeit der zugeordneten Rollen. Für den Fall, daß das Steuersystem Frequenz-zu-Spannung (F/V) ist, sind Konverter (F/VF, F/VR) 24F und 24R vorgesehen, um eine F/V-Konversion durchzuführen und somit Spannungssignale mit einem Spannungspegel proportional zur Frequenz des von den Geschwindigkeitsdetektoren 22F und 22R ausgegebenen Pulssignals zu erzeugen. Wie natürlich eingesehen werden kann, sind die F/V-Konverter 24F und 24R nicht notwendig für den Fall, daß das Steuersystem ein digitales System ist. Daher ist es nicht wesentlich, daß die F/V-Konverter im Steuersystem vorgesehen sind.

In beiden Fällen werden die Geschwindigkeit der vorderen Rollen anzeigende Signal VF und die Geschwindigkeit der hinteren Rollen anzeigende Signal VR einem Addierer 26 zugeführt. Der Addierer 26 summiert das die Geschwindigkeit der vorderen Rollen anzeigende Signal VF und das die Geschwindigkeit der hinteren Rollen anzeigende Signal VR und dividiert den Summenwert durch 2, um Durchschnittsgeschwindigkeitsdaten zu erhalten. Diese Durchschnittsgeschwindigkeitsdaten dienen als die durchschnittliche Fahrzeuggeschwindigkeit anzeigende Daten  $V_m$ . Die die Fahrzeuggeschwindigkeit anzeigenden Daten  $V_m$  werden einer Fahrwiderstandseinstellschaltung (TRS) 28, einer vorderen mechanischen Leistungsverlusteinstellschaltung (FMPLS) 30F und einer hinteren mechanischen Leistungsverlusteinstellschaltung (RMPLS) 30R zugeführt. Die Fahrwiderstandseinstellschaltung 28 leitet einen Beharrungszustand-Fahrwiderstand RL ab. Die vordere mechanische Leistungsverlusteinstellschaltung 30F leitet einen mechanischen Leistungsverlust an den vorderen linken und vorderen rechten Rollen 10FL und 10FR ab, um einen vorderen mechanischen Lei-

stungsverlust anzeigende Daten MLF bereitzustellen. Auf ähnliche Weise leitet die hintere mechanische Leistungsverlust-einstellschaltung 30R einen mechanischen Leistungsverlust an den hinteren linken und hinteren rechten Rollen 10RL und 10RR ab, um einen hinteren mechanischen Leistungsverlust anzeigende Daten MLR bereitzustellen. Die Art und Weise des Ableitens derartiger Beharrungszustand-Fahrwiderstanddaten RL und den vorderen und hinteren mechanischen Leistungsverlust anzeigenden Daten MLF und MLR ist in Fachkreisen bekannt gewesen und braucht daher nicht weiter im Detail diskutiert zu werden. Der mechanische Leistungsverlust repräsentiert Leistungsverlustwiderstand an der Rolle, dem Schwungrad und anderen mechanischen Komponenten und ist voreingestellt als eine Funktion der Geschwindigkeit, wobei er einen Teil der Drehmomentabsorption in den Dynamometern 14F und 14R bildet. Dagegen dienen die Fahrwiderstand anzeigenden Daten RL als Bremsbefehl. Daher werden in der praktischen Steuerung die vorderen und hinteren mechanischen Leistungsverlust anzeigenden Daten MLF und MLR zum Ausgang der Lastzellen 20F und 20R addiert, um als Rückkopplungssignal für das Dynamometersteuersystem verwendet zu werden. Alternativ ist es auch möglich, die vorderen und hinteren mechanischen Leistungsverlust anzeigenden Daten MLF und MLR von den Fahrwiderstand anzeigenden Daten RL zu subtrahieren, um einen Bremsbefehl für die Dynamometer 14F und 14R zu bilden.

Die die Durchschnittsfahrzeuggeschwindigkeit anzeigenden Daten  $V_m$  werden auch einer Durchschnittsbeschleunigungsberechnungsschaltung (AAC) 32 zugeführt. Die Durchschnittsbeschleunigungsberechnungsschaltung 32 differenziert die die Durchschnittsfahrzeuggeschwindigkeit anzeigenden Daten  $V_m$  und leitet dadurch Durchschnittsbeschleunigung anzeigende Daten  $a$  ab.

Es sollte bemerkt werden, daß, obwohl die gezeigte Ausführungsform die Durchschnittsbeschleunigungsdaten auf der Grundlage der die Durchschnittsfahrzeuggeschwindigkeit anzeigenden Daten  $V_m$  ableitet, es auch möglich ist, anfangs die Vorderradbeschleunigungsdaten durch Differenzieren der die Geschwindigkeit der vorderen Rollen anzeigenden Daten  $V_f$  und die hinteren Beschleunigungsdaten durch Differenzieren der die Geschwindigkeit der hinteren Rollen anzeigenden Daten  $V_R$  abzuleiten. Sowohl die vorderen als auch hinteren Radbeschleunigungsdaten werden addiert und durch 2 dividiert beim Ableiten der die Durchschnittsfahrzeuggeschwindigkeit anzeigenden Daten  $\alpha$ .

Die Durchschnittsbeschleunigungsdaten  $\alpha$  werden dann einer Beschleunigungswiderstandableitungsschaltung (ARD) 34 zugeführt. Die Beschleunigungswiderstandableitungsschaltung 34 multipliziert die die Durchschnittsbeschleunigung anzeigenden Daten  $\alpha$  mit einer äquivalenten Trägheit  $M$  als ein die Fahrzeugtestbedingung anzeigender Parameter, der durch eine Äquivalentträgheitseinstellschaltung (EIS) 36 eingestellt wird, um Beschleunigungswiderstand anzeigende Daten  $M\alpha$  abzuleiten. Die Beschleunigungswiderstand anzeigenden Daten  $M\alpha$  werden einer Bremskraftdrehmomentverteilungsableitungsschaltung (BFDD) 38 zugeführt. Die Antriebsdrehmomentverteilungsableitungsschaltung 38 empfängt außerdem die Fahrwiderstand anzeigenden Daten  $RL$  von der Fahrwiderstandeinstellschaltung 28. Daher können im wesentlichen dieselben Parameter wie jene, die in der vorstehenden Gleichung (1) verwendet werden, an den Antriebsdrehmomentverteilungsableitungsmitteln 38 erhalten werden.

Hier, unter der Annahme, daß die mechanische Trägheit des Vorderrades und der Hinterräder des Vierradantrieb-Fahrzeugs jeweils  $MMF$  und  $MMR$  sind, kann die elektrische Trägheit  $ME$  ausgedrückt werden durch:

$$ME = M - (MMF - MMR) \quad \dots (2)$$

kann in der Äquivalentträgheitseinstellschaltung 36 eingestellt werden. Alternativ kann der elektrische Trägheitswiderstandbefehlswert abgeleitet werden aus der folgenden Gleichung:

$$\text{Befehlswert} = \{Me - (MMF + MFR)\} \alpha \quad \dots (3)$$

Die Bremskraftverteilungsableitungsschaltung 38 ist außerdem mit einem Beharrungszustand-Bremskraftverteilungseinstellschalter 40 und einem Einstellschalter 42 für beschleunigungsproportionale Bremskraft verbunden. Der Bremskraftverteilungseinstellschalter 40 liefert eine Konstante  $K_1$  gemäß einer eingestellten Bremskraftverteilung. Außerdem liefert der Einstellschalter 42 für beschleunigungsproportionale Bremskraft eine Konstante  $K_2$ , welche die Bremskraftverteilung repräsentiert, und zwar in Abhängigkeit von der Beschleunigung. Die Bremskraftverteilungsableitungsschaltung 38 kann auf die folgenden drei Weisen arbeiten:

- a) Ableiten eines Beharrungszustand-Verteilungsverhältnisses,
- b) Ableiten des Beharrungszustand-Verteilungsverhältnisses und einer Änderung des Verteilungsverhältnisses proportional zur Beschleunigung, und
- c) Ableiten des Beharrungszustand-Verteilungsverhältnisses, einer Änderung des Verteilungsverhältnisses proportional zur Gesamtbremskraft, und der Änderung des Verteilungsverhältnisses proportional zur Beschleunigung. Von den vorstehend erwähnten drei Möglichkeiten leitet a) die Bremskraftverteilung ab, indem die Lastverteilung zwischen den

Vorder- und Hinterrädern oder eine Antriebsdrehmomentverteilung während eines Beharrungszustandes herangezogen wird. In diesem Fall, da das Vierradantrieb-Fahrzeug eine Antriebsdrehmomentverteilung annehmen kann, die sich sehr von der Lastverteilung zwischen den Vorder- und Hinterrädern unterscheidet, Ansprechcharakteristiken und Präzisionsniveau der Steuerung, wenn Geschwindigkeitsdifferenzsteuerung zum Differenzieren und Synchronisieren der Rotationsgeschwindigkeit der vorderen und hinteren Rollen. b) betrifft lediglich den Beschleunigungswiderstand und ignoriert die Änderung der Bremskraftverteilung während des Beharrungszustandes. In einem Bereich kleiner Geschwindigkeit ist der Fahrwiderstand relativ klein, und die Änderung der Bremskraftverteilung ist nicht signifikant. Daher können durch Einführen einer Änderung der Bremskraftverteilung in Abhängigkeit von der Beschleunigung die Ansprechcharakteristiken in der Geschwindigkeitsdifferenzsteuerung für die vorderen und hinteren Rollen verbessert werden. Wenn jedoch eine Fahrzeugantriebsdrehmomentverteilung simuliert werden soll, kann sich die nachgewiesene Drehmomentverteilung von derjenigen auf der tatsächlichen Straße unterscheiden werden. Besonders in einem Bereich relativ hoher Geschwindigkeit, d.h. über 100 km/h, wird der Beharrungszustand-Fahrwiderstand wesentlich, so daß er eine unakzeptierbar große Differenz zwischen der simulierten und einer tatsächlichen Antriebsdrehmomentverteilung verursacht. Im Fall c) können in höchstem Maße wünschenswerte und präzise Resultate selbst beim Testen der Antriebsdrehmomentverteilung erhalten werden. Andererseits kann jedoch diese Möglichkeit c) eine Extraanzahl von charakteristischen Einstellmitteln erfordern, so daß die Schaltung des Steuersystems komplizierter gemacht wird.

Fig. 3 zeigt den bevorzugten Aufbau der Bremskraftverteilungsableitungsschaltung 38, die in der bevorzugten Ausführungsform des Fahrgestelldynamometersteuersystems von Fig. 2 eingesetzt wird. Wie zu sehen ist, werden die Fahrwiderstand anzeigenden Daten RL und die Beschleunigungswiderstand anzeigenden Daten  $M\alpha$  einem Addierer 381 zugeführt. Der Addierer 381 leitet somit einen Summenwert  $(RL + M\alpha)$  der Fahrwiderstand anzeigenden Daten RL und der Beschleunigungswiderstand anzeigenden Daten  $M\alpha$  ab und gibt den Summenwert an einen Multiplizierer 382 aus, dem die die eingestellte Trägheit repräsentierende Konstante  $K1$  zugeführt wird. Der Multiplizierer 382 ist so entworfen, daß er eine Berechnung durchführt, um  $-(x \cdot y)/10$  in Abhängigkeit von Eingängen am x-Eingangsanschluß, dem der Summenwert  $(RL + M\alpha)$  zugeführt wird, und y-Eingangsanschluß ausgibt, dem die die eingestellte Trägheit repräsentierende Konstante  $K1$  zugeführt wird. Der Ausgang  $(-K1(RL + M\alpha))$  des Multiplizierers 382 wird dann einem invertierenden Verstärker 383 zugeführt. Der invertierende Verstärker 383 invertiert den Eingang vom Multiplizierer 382 und liefert den invertierten Wert an einen Addierer 384.

Andererseits wird der Summenwert  $(RL + M\alpha)$  des Addierers 381 auch einem Addierer 385 zugeführt, dem auch der Ausgang des Multiplizierers 382 zugeführt wird. Der Addierer 385 summiert diese Eingänge, um den Summenwert  $(1 - K1)(RL + M\alpha)$  einem weiteren Addierer 386 zuzuführen.

Die Beschleunigungswiderstand anzeigenden Daten  $M\alpha$  werden auch in einen weiteren Multiplizierer 387 eingegeben, der die identische Funktion wie der Multiplizierer 382 durchführt. Die die Beschleunigung anzeigenden Daten  $M\alpha$  werden dem x-Eingangsanschluß des Multiplizierers 387 zugeführt. Dem y-Eingangsanschluß des Multiplizierers wird der beschleunigungsabhängige konstante Wert  $-K2\alpha$  vom Einstell-

schalter 42 für beschleunigungsproportionale Bremskraft über einen Gewinnverstärker 388 zugeführt. Der Gewinnverstärker 388 ist auf einen Verstärkergegn von H/L eingestellt (wobei H der Abstand des Fahrzeugkörpers zur Straße und L die Radbasis des Fahrzeugs ist). Der Ausgang des Multiplizierers 387 wird dem Addierer 384 über einen Inverter 389 zugeführt. Des weiteren wird der Ausgang des Multiplizierers 387 direkt dem Addierer 386 zugeführt.

Zurückkehrend zu Fig. 2 werden die die Geschwindigkeit der vorderen und hinteren Rollen repräsentierenden Daten VF und VR einer Geschwindigkeitsdifferenzsteuerschaltung (SDC) 44 zugeführt. Die Geschwindigkeitsdifferenzsteuerschaltung 44 empfängt außerdem einen Geschwindigkeitsdifferenzeinstellbefehl von einem Geschwindigkeitsdifferenzeinstellschalter 46. Die Geschwindigkeitsdifferenzsteuerschaltung 44 ist per se im Stand der Technik bekannt und wird dazu benutzt, selektiv die Umfangsgeschwindigkeit der vorderen und hinteren Rollen auszugleichen oder alternativ dazu die Umfangsgeschwindigkeitsdifferenz zwischen dem vorderen und hinteren Rad ( $\Delta V = VF - VR$ ) auf einen vorbestimmten Wert entsprechend einem befohlenen Wert einzustellen, der vom Geschwindigkeitsdifferenzeinstellschalter 46 eingegeben wird. Eine Ausführungsform der Geschwindigkeitsdifferenzsteuerschaltung 44 ist in Fig. 4 veranschaulicht.

In Fig. 4 werden die die Geschwindigkeit der vorderen Rollen anzeigenden Daten VF, welche die Umfangsgeschwindigkeit der vorderen Rollen 10FL und 10FR repräsentieren, einem Addierer 441 zugeführt. Dagegen werden die die Geschwindigkeit der hinteren Rollen anzeigenden Daten VR, welche die Umfangsgeschwindigkeit der hinteren Rollen 10RL und 10RR repräsentieren, dem Addierer 441 über einen Inverter 442 zugeführt. Daher gibt der Addierer 441 Rol-

lenumfangsgeschwindigkeitsdifferenz anzeigende Daten  $\Delta V$  aus. Die Rollenumfangsgeschwindigkeitsdifferenz anzeigenden Daten  $\Delta v$  werden einem Addierer 444 über einen Inverter 443 zugeführt. Der Addierer 444 empfängt außerdem den Geschwindigkeitsdifferenzeinstellbefehl  $\Delta c$  vom Geschwindigkeitsdifferenzeinstellschalter 46 über einen Ausgleichs- und Differenzierungsschalter 445. Der Addierer 444 leitet dann ein Fehlersignal  $E_v$  ab, welches eine Differenz zwischen den Geschwindigkeitsdifferenz anzeigenden Daten  $\Delta V$  und dem Geschwindigkeitsdifferenzeinstellbefehl  $\Delta V_c$  repräsentiert. Das Fehlersignal  $E_v$  wird einem Servoverstärker 446 zugeführt. Der Servoverstärker 446 leitet Bremskraftkorrekturdaten  $\Delta F$  zum Einstellen der Differenz der Umfangsgeschwindigkeiten der vorderen und hinteren Rollen in Richtung auf den Wert des Geschwindigkeitsdifferenzeinstellbefehls  $\Delta V_c$  ab.

Wenn gleiche Umfangsgeschwindigkeiten der vorderen und hinteren Rollen erwünscht sind, wird der Ausgleichs- und Differenzierungsschalter 445 von der gezeigten Position in die mit dem anderen Erdungsanschluß verbundene Position geschaltet. Dann wird der Eingang zum Addierer 444 vom Schalter 445 Null. Daher wird der Fehlersignalwert  $E_v$  gleich den Umfangsgeschwindigkeitsdifferenz anzeigenden Daten  $\Delta V$ . Die Bremskraftkorrekturdaten  $\Delta F$ , die auf diese Weise erzeugt werden, dienen zum Ausgleich der Umfangsgeschwindigkeiten der vorderen und hinteren Rollen.

Es sollte eingesehen werden, daß die Geschwindigkeitsdifferenzsteuerschaltung 44 oft von einer digitalen Schaltung gebildet wird, um Funktionen durchzuführen, die mit den Worten der analogen Schaltung oben diskutiert wurden und welche durch Software berücksichtigt werden können, die vom digitalen Schaltungssystem ausgeführt wird. Eine derartige, durch die digitale Schaltung durchgeführte

Steuerung wird typischerweise als Synchronisationssteuerung bezeichnet. Auch ist es möglich, zusätzlich Rollenphasendetektoren für jeweilige Rollen der vorderen und hinteren Rollen einzusetzen und eine Rollenphasensteuerung zum Synchronisieren der Rotationsphasen der vorderen und hinteren Rollen durchzuführen.

Die Bremskraftkorrekturdaten  $\Delta F$ , die auf diese Weise von der Geschwindigkeitsdifferenzsteuerschaltung 44 ausgegeben werden, werden einem Addierer 48 über einen invertierenden Verstärker 50 und einen Modusschalter 52 zugeführt, der entworfen ist, EIN-geschaltet zu werden, wenn eine relative Rollengeschwindigkeitssteuerung, d.h. Ausgleich oder Einstellung auf die gewünschte Umfangsgeschwindigkeitsdifferenz, durchgeführt werden soll. Dagegen werden die Bremskraftkorrekturdaten  $\Delta F$  auch einem Addierer 54 über den Modusschalter 52 zugeführt. Den Addierern 54 und 48 werden jeweils vordere Bremskraftsteuerdaten FCF und hintere Bremskraftsteuerdaten FCR als Ausgangsdaten der Bremskraftverteilungsableitungsschaltung 38 zugeführt. Der Addierer 54 summiert somit die Bremskraftkorrekturdaten  $\Delta F$  und die vorderen Bremskraftsteuerdaten FCF, um modifizierte vordere Bremskraftsteuerdaten FCF' abzuleiten. Auf ähnliche Weise summiert der Addierer 48 die invertierten Bremskraftkorrekturdaten  $-\Delta F$ , wie durch den invertierenden Verstärker 50 invertiert, mit den hinteren Bremskraftsteuerdaten FCR zum Ableiten von modifizierten hinteren Bremskraftsteuerdaten FCR'.

Die modifizierten vorderen Bremskraftsteuerdaten FCF' werden dann vom Addierer 54 einer vorderen Fahrgestelldynamometersteuereinrichtung (FCDC) 56 zugeführt. Mit der vorderen Fahrgestelldynamometersteuereinrichtung 56 ist eine vordere mechanische trägheitsabhängige Beschleunigungsableitungsschaltung (FMIDAD) 58 verbunden. Die vordere me-

chanische trägheitsabhängige Beschleunigungsableitungsschaltung 58 ist mit einer vorderen Rollenbeschleunigungsableitungsschaltung (FRAD) 60 verbunden, die vordere Rollenbeschleunigungsdaten  $\alpha F$  auf der Grundlage der die Geschwindigkeit der vorderen Rollen anzeigenden Daten VF ableitet. In der Praxis differenziert die vordere Rollenbeschleunigungsableitungsschaltung 60 die die Geschwindigkeit der vorderen Rollen anzeigenden Daten VF, um die vorderen Rollenbeschleunigungsdaten  $\alpha F$  abzuleiten. Auf ähnliche Weise werden die modifizierten hinteren Bremskraftsteuerdaten FCR' dann vom Addierer 48 einer hinteren Fahrgestelldynamometersteuereinrichtung (RCDC) 62 zugeführt. Mit der hinteren Fahrgestelldynamometersteuereinrichtung 62 ist eine hintere mechanische trägheitsabhängige Beschleunigungsableitungsschaltung (RMIDAD) 64 verbunden. Die hintere mechanische trägheitsabhängige Beschleunigungsableitungsschaltung 64 ist wiederum mit einer hinteren Rollenbeschleunigungsableitungsschaltung (RRAD) 66 verbunden, die hintere Rollenbeschleunigungsdaten  $\alpha R$  auf der Grundlage der die Geschwindigkeit der hinteren Rollen anzeigenden Daten VR ableitet. In der Praxis differenziert die hintere Rollenbeschleunigungsableitungsschaltung 66 die die Geschwindigkeit der hinteren Rollen anzeigenden Daten VR, um die hinteren Rollenbeschleunigungsdaten  $\alpha R$  abzuleiten.

Jede der vorderen und hinteren mechanischen trägheitsabhängigen Beschleunigungsableitungsschaltungen 58 und 64 leitet eine Beschleunigung ab, die auf die mechanische Äquivalentträgheit MMF oder MMR der Rotationskomponenten wie Rolle, Dynamometer, Schwungrad und so weiter ausgeübt wird. Wenn die Fahrgestelldynamometer vom vollelektrischen Trägheitssteuertyp sind, wird die mechanische Äquivalentträgheit MMF und MMR ein fester Wert. Für den Fall jedoch, daß das Fahrgestelldynamometer mit einem Schwun-

grad versehen ist, welches mittels der Kupplung vom Fahrgestelldynamometer trennbar ist, kann die mechanische Äquivalentträgheit durch Verbinden und Trennen der Kupplung differenziert werden. Daher können in einem solchen Fall die Werte der mechanischen Äquivalentträgheit MMF und MMR zwischen vorbestimmten Werten geschaltet werden, indem der Betriebszustand der Kupplung nachgewiesen wird. Es sollte bemerkt werden, daß das Signal, welches den Verbindungs- und Trennungszustand der Kupplung repräsentiert, auch in den vorderen und hinteren Fahrgestelldynamometersteuereinrichtungen 56 und 62 verwendet wird.

Die vorderen und hinteren Fahrgestelldynamometersteuereinrichtungen 56 und 62 weisen im wesentlichen einen identischen Aufbau auf, der sich von jenem unterscheidet, der im Stand der Technik eingesetzt wird. Aufgrund des identischen Aufbaus bei den vorderen und hinteren Fahrgestelldynamometersteuereinrichtungen 56 und 62 wird lediglich die vordere Fahrgestelldynamometersteuereinrichtung 56 nachstehend anhand von Fig. 5 diskutiert. Wie in Fig. 5 gezeigt, weist die vordere Fahrgestelldynamometersteuereinrichtung 56 einen Addierer 561 auf, in welchen die vorderen mechanischen Leistungsverlust anzeigenden Daten MLF von der vorderen mechanischen Leistungsverlusteinstellschaltung 30F eingegeben werden. Außerdem wird der vordere mechanische trägheitsabhängige Beschleunigung anzeigende Ausgang (MMF $\alpha$ ) der vorderen mechanischen trägheitsabhängigen Beschleunigungsableitungsschaltung 58 in den Addierer 561 eingegeben. Des weiteren wird der Ausgang der Lastzelle 20F über eine Signalkonditionierungsschaltung 21 eingegeben. Der Addierer 561 leitet daher einen Summenwert ab. Der Summenwert wird dann einem Addierer 562 über einen invertierenden Verstärker 563 zugeführt. Der Addierer 562 empfängt außerdem die modifizierten vorderen Bremskraftsteuerdaten FCF' vom Addierer 54. Der Addierer

562 leitet somit einen Summenwert ab, der einem Servoverstärker 564 über einen Schalter 565 zuzuführen ist. Der durch den Addierer 562 abgeleitete Summenwert repräsentiert eine Differenz zwischen der befohlenen Bremskraft, wie durch die modifizierten Bremskraftsteuerdaten FCF' repräsentiert, und der tatsächlichen Bremskraft, die durch den Ausgang des Addierers 561 repräsentiert wird, und zwar als der Summenwert der vorderen mechanischen Leistungsverlust anzeigenden Daten MLF, des vordere mechanische trägheitsabhängige Beschleunigung anzeigenden Wertes MMF $\alpha$  und des konditionierten Lastzellenausgangs. Daher dient der Ausgang des Addierers 562 als ein Fehlersignal. Der Servoverstärker 564 führt eine PID-Berechnung auf der Grundlage des Fehlersignals durch, um ein Stromsteuersignal abzuleiten. Das Stromsteuersignal wird einer Stromsteuereinrichtung (CC) 566 zugeführt. Die Stromsteuereinrichtung 566 ist einer Thyristoreinheit (THY) 567 über eine Phasensteuereinrichtung (PC) 568 zugeordnet, um mit dieser zusammenzuwirken und somit die primäre Leistungszufuhr für das Dynamometer 14F zu steuern.

Mit dem vorstehend dargelegten Aufbau kann, da die vorliegende Erfindung das Fahrgestelldynamometer steuert, indem die auf die gesamten Rotationselemente ausgeübte mechanische Trägheit herangezogen wird, ein Präzisionsniveau an Steuerung und Ansprechcharakteristiken auf einem zufriedenstellend hohen Niveau selbst dann aufrechterhalten werden, wenn sich die Antriebsdrehmomentverteilung zwischen den vorderen und hinteren Rädern sehr von einer gleichmäßigen Verteilung unterscheidet. Des weiteren wird im gezeigten System die Genauigkeit der Steuerung und der Ansprechcharakteristiken selbst dann nicht herabgesetzt, wenn der eingestellte Trägheitswert nahe an der mechanischen Trägheit des Fahrgestelldynamometers liegt. Des weiteren, wenn die mechanische Trägheit berücksichtigt wird,

kann ein Fehler in der Messung während eines Beschleunigungs- oder Verzögerungsübergangs vom Beharrungszustand aus minimiert werden. Außerdem braucht für die Steuerkonstante in der Geschwindigkeitsdifferenzsteuerschaltung nicht erforderlich sein, daß sie an das zu testende Fahrzeug frequenzangepaßt ist. Des weiteren kann das Fahrgestelldynamometer gemäß der vorliegenden Erfindung einen äquivalenten Geschwindigkeitsausgleich der vorderen und hinteren Rollen auf einem Niveau durchführen, das äquivalent zu den Fahrgestelldynamometern ist, die mechanisch und starr aneinander gekoppelt sind.

Daher kann die vorliegende Erfindung alle die Ziele und Vorteile erfüllen, die mit ihr angestrebt wurden.

Während die vorliegende Erfindung ausführlich hinsichtlich der bevorzugten Ausführungsform der Erfindung diskutiert worden ist, kann die vorliegende Erfindung auf vielfältige Weise verkörpert werden. Daher sollte eingesehen werden, daß die Erfindung alle ihre möglichen Ausführungsformen und Modifizierungen umfaßt, die verkörpert werden können, ohne vom Prinzip der Erfindung abzuweichen, welches in den beigefügten Ansprüchen definiert ist.

Obwohl die obige Ausführungsform das Dynamometer vom Gleichstromtyp einsetzt, kann es beispielsweise leicht durch ein Dynamometer vom Wechselstromtyp ersetzt werden. In einem solchen Fall können die Stromsteuereinrichtung, die Phasensteuereinrichtung und der Thyristor durch einen Inverter vom Leistungsregenerationstyp und eine Stromsteuereinrichtung für den Inverter ersetzt werden. Auch kann die Bremskraft elektrisch oder arithmetisch abgeleitet werden auf der Grundlage der Spannung, des Stroms oder der Geschwindigkeit der primären Schaltung anstelle der Lastzelle. In einem solchen Fall wird die Lastzelle durch

eine elektrische arithmetische Schaltung ersetzt. Des weiteren kann gegebenenfalls die Lastzelle auch durch einen Axialdrehmomentmesser ersetzt werden.

Außerdem sind in der obigen Ausführungsform das Paar von vorderen Rollen und das Paar von hinteren Rollen starr mittels einer gemeinsamen Rotationswelle gekoppelt. Jedoch können durch Vorsehen von vier wechselseitig unabhängigen Fahrgestelldynamometern alle vier Rollen voneinander unabhängig gemacht werden.

---.

91 115 604.0

Patentansprüche:

1. Eine Steuereinrichtung für ein Fahrgestelldynamometer zum Standtesten eines Vierradantrieb-Fahrzeuges, wobei das Fahrgestelldynamometer eine Vorderachsenrolle (10FR, 10FL, 12F), die wirksam einem ersten Dynamometer (14F) zugeordnet ist, und eine Hinterachsenrolle (10RR, 10RL, 12R) umfaßt, die wirksam mit einem zweiten Dynamometer (14R) verbunden ist, die ersten und zweiten Dynamometer mechanisch nicht verbunden sind und die Steuereinrichtung umfaßt:

Mittel (22, 24), um Umfangsgeschwindigkeiten von jeder der Vorder- und Hinterachsenrollen individuell nachzuweisen und sie in jeweilige Signale (VF, VR) umzuwandeln,

Mittel (26) zum Berechnen des Durchschnittswertes ( $V_m$ ) der vorderen und hinteren Rollenumfangsgeschwindigkeitssignale,

Laufwiderstand-Einstellmittel (28), die eine Beharrungszustand-Laufwiderstandsgeschwindigkeit (RL) des Fahrzeuges auf der Grundlage des Durchschnittsgeschwindigkeitssignals ( $V_m$ ) ausgeben,

mechanische Leistungsverlust-Einstellmittel (30), die in Abhängigkeit vom Durchschnittswert ( $V_m$ ) jeweilige vordere und hintere mechanische Leistungsverlustsignale (MLF, MLR) ausgeben, die mechanischen Leistungsverlust aufgrund von Widerstand an den vorderen und hinteren Rollen, irgendeinem Schwungrad und irgendwelchen anderen mechanischen Komponenten anzeigen,

Beschleunigungsberechnungsmittel (32), die eine Durchschnittsbeschleunigungsgeschwindigkeit ( $\alpha$ ) durch Differentiation des Durchschnittsgeschwindigkeitssignals ( $V_m$ ) bestimmen,

Beschleunigungswiderstand-Verarbeitungsmittel (34), die einen elektrischen Trägheitswiderstandsbehl ( $M \cdot \alpha$ ) ausgeben, der in Abhängigkeit von der Durchschnittsbeschleunigungsgeschwindigkeit ( $\alpha$ ) und von einem Trägheitswert ( $M$ ) von einer Trägheitseinstelleinrichtung (36) gesteuert wird,

erste Addiermittel (381), die kontinuierlich die Laufwiderstandsgeschwindigkeit ( $RL$ ) und den elektrischen Trägheitswiderstandsbehl ( $M\alpha$ ) addieren,

Bremskraftverhältnis-Berechnungsmittel (382 - 389), die aktiv sind, um eine Ausgangsleistung, die durch den Signalausgang von den ersten Addiermitteln (381) repräsentiert wird, zu teilen gemäß einem Verhältnis, das aus Multiplizieren eines eingestellten stationären Verhältnisses ( $K_1$ ) und eines Wertes ( $K_2 \cdot \alpha$ ), der als ein Faktor der Durchschnittsbeschleunigungsgeschwindigkeit eingestellt ist, erhalten wird, und jeweilige Bremskraftsteuerdaten ( $FCF$ ,  $FCR$ ) an jede der Vorder- und Hinterachsenrollen ausgeben, wobei die Bremskraftsteuerdaten gemäß einem Betrieb von proportionalen Einstellmitteln (42) berechnet werden,

erste Vergleichsmittel (441, 442), die eine Differenz in den Umfangsgeschwindigkeiten ( $\Delta V$ ) der Vorder- und Hinterachsenrollen berechnen,

zweite Vergleichsmittel (443, 444), die eine Geschwindigkeitsdifferenzabweichung ( $\Delta v$ ) auf der Grundlage eines Geschwindigkeitsdifferenzbefehlssignals ( $\Delta v_c$ ), das durch Geschwindigkeitsdifferenzeinstellmittel (46) erzeugt wird, und der Differenz in den Umfangsgeschwindigkeiten ( $\Delta V$ ) berechnen und ausgeben, die durch die ersten Vergleichsmittel (441, 442) berechnet wird,

einen Servoverstärker (446), der Bremskraftkorrekturdaten ( $\Delta F$ ) ausgibt, um die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen den Vorder- und Hinterachsenrollen auf einen voreingestellten Wert in Abhängigkeit vom Geschwindigkeitsdifferenzabweichungssignal ( $\Delta v$ ) einzustellen, das von den zweiten Vergleichsmitteln (444) eingegeben wird,

zweite Addiermittel (54), die modifizierte Vorderachsenrollen-Bremssteuerdaten ( $FCF'$ ) auf der Grundlage der Vorderachsen-Bremskraftsteuerdaten ( $FCF$ ), die von den Bremskraftverhältnis-Berechnungsmitteln (382 - 389) ausgegeben werden, und der Bremskraftkorrekturdaten ( $\Delta F$ ) ausgegeben,

dritte Addiermittel (48), die modifizierte Hinterachsenrollen-Bremssteuerdaten ( $FCR'$ ) auf der Grundlage der Hinterachsen-Bremskraftsteuerdaten ( $FCR$ ), die von den Bremskraftverhältnis-Berechnungsmitteln (382 - 389) ausgegeben werden, und des invertierten Wertes der Bremskraftkorrekturdaten ( $-\Delta F$ ) ausgeben,

erste Dynamometersteuermittel (56) zum Steuern des ersten Dynamometers in Abhängigkeit von der Summe der modifizierten Vorderachsen-Bremskraftsteuerdaten ( $FCF'$ ) und des vorderen mechanischen Leistungsverlustsignals ( $MLF$ ), und

zweite Dynamometersteuermitel (62) zum Steuern des zweiten Dynamometers in Abhängigkeit von der Summe der modifizierten Hinterachsen-Bremskraftsteuerdaten (FCR') und des hinteren mechanischen Leistungsverlustsignals (MLR).

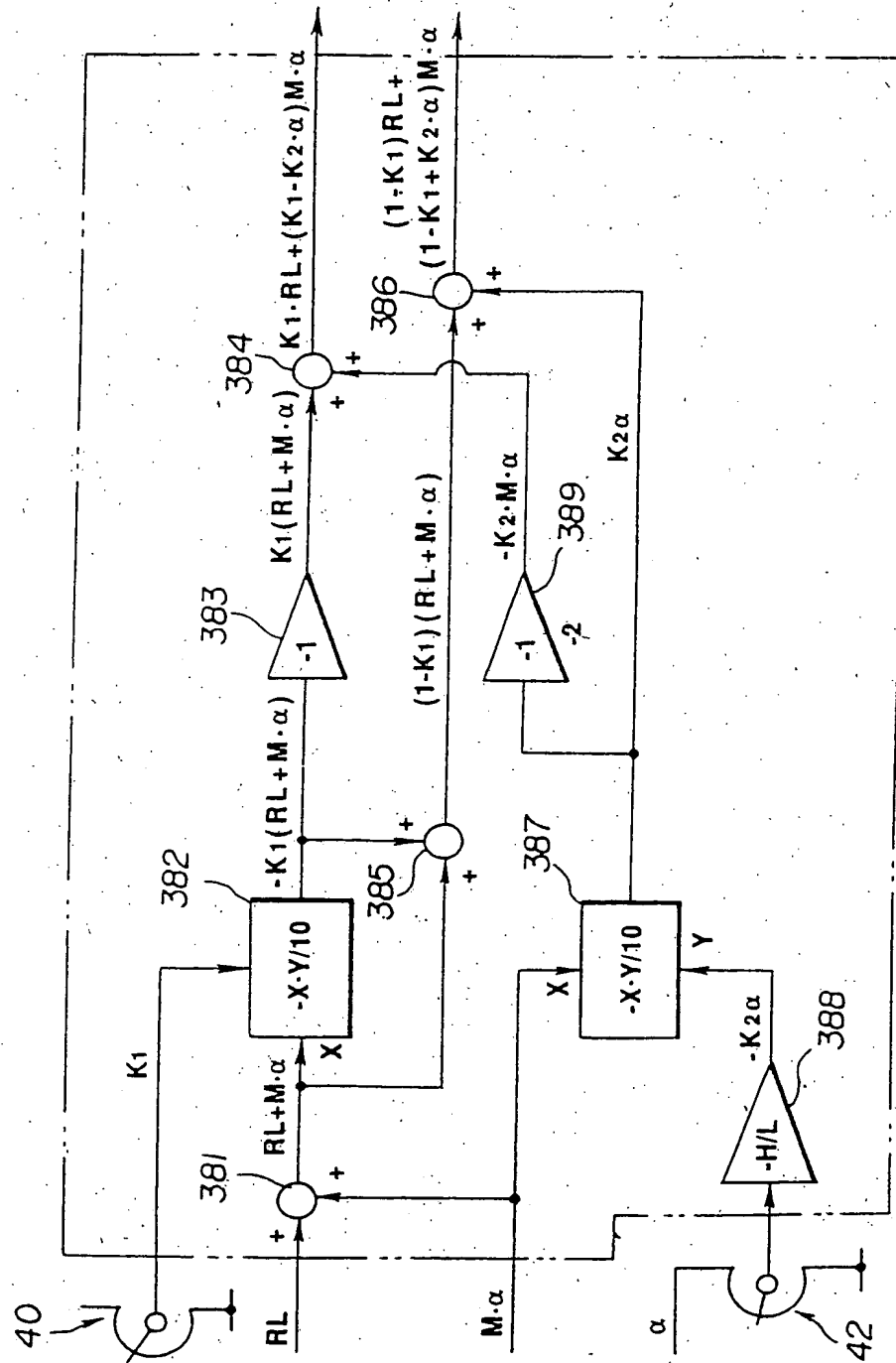
2. Eine Steuereinrichtung nach Anspruch 1, weiter mit einem synchronisierenden Controller, der anstelle der Geschwindigkeitsdifferenz-Einstellmittel gemäß einem Synchronisationsbefehl betreibbar ist, wobei der synchronisierende Controller gemäß einem Geschwindigkeitspuls mit einer Frequenz proportional zu einer von den Geschwindigkeitsnachweismitteln der Vorder- und Hinterachsenrollen nachgewiesenen Geschwindigkeit betreibbar ist, welcher von der Einrichtung erzeugt wird, die Geschwindigkeitspulse in einen Aufwärts-Abwärts-Zähler eingegeben werden, der vordere Geschwindigkeitspulse als eine Aufwärts-Zählung und hintere Geschwindigkeitspulse als eine Abwärts-Zählung zählt, das erhaltene Signal, das aus Rollengeschwindigkeitsdifferenzen ermittelt wird, in ein analoges Signal durch einen D/A-Konverter umgewandelt wird und das analoge Signal in den Servoverstärker eingegeben wird, um eine Synchronisation vorderer und hinterer Rollengeschwindigkeiten zu bewirken.
3. Eine Steuereinrichtung nach Anspruch 1, weiter mit wenigstens einem kuppelbaren Schwungrad, das mit einer oder beiden der Vorder- und Hinterachsenrollen in Eingriff bringbar ist, wenn die mechanische Trägheit der Vorder- und Hinterachsenrollen unterschiedlich ist, wobei die Steuereinrichtung betreibbar ist, um ein Vorderachsenrollen-Beschleunigungssignal durch Differentiation einer Vorderachsenrollen-Geschwindigkeit zu erhalten, und um ein Hinterachsenrollen-Beschleunigungssignal durch Differentiation einer Hinterachsenrollen-Geschwindigkeit zu erhalten, und die Steuereinrichtung somit be-

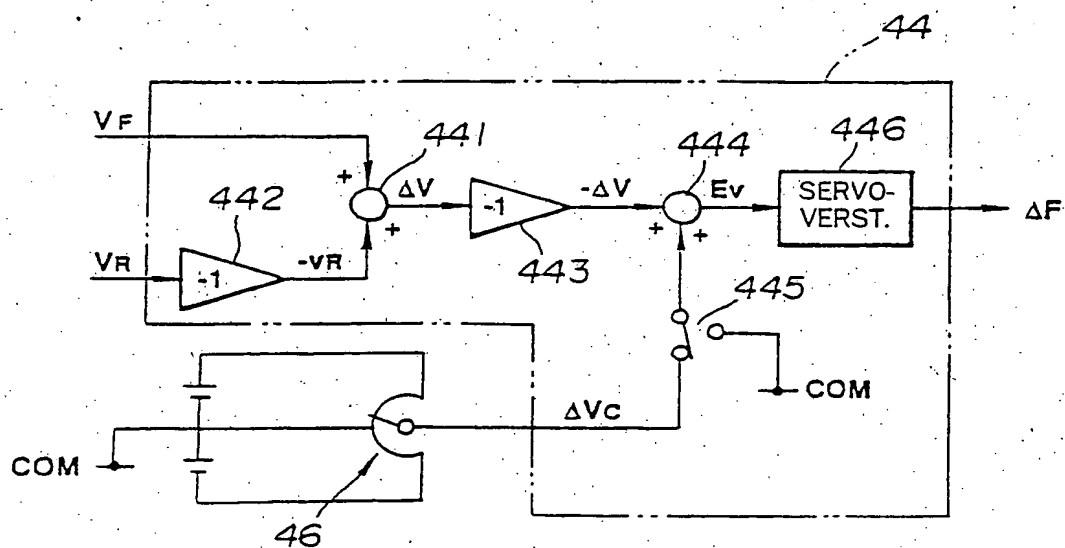
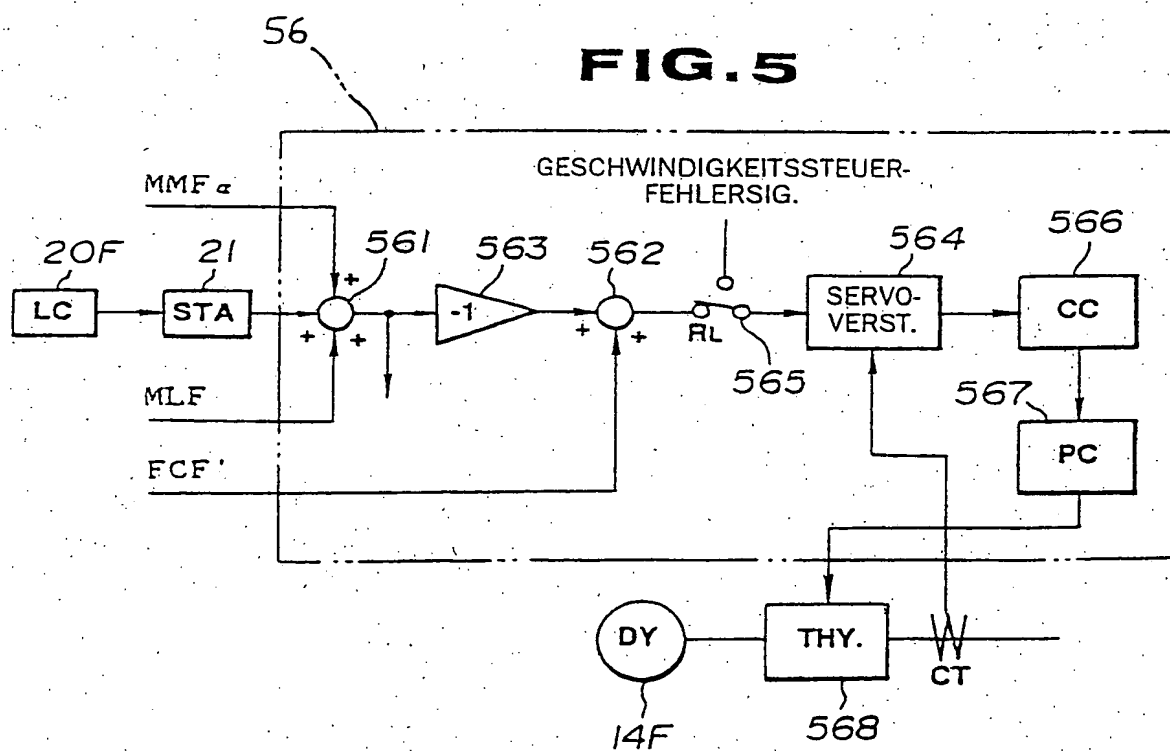
treibbar ist, um eine Durchschnittsbeschleunigungsgeschwindigkeit gemäß einer Summierung der Vorder- und Hinterachsenrollengeschwindigkeiten gemäß einem Verhältnis von vorderer und hinterer mechanischer Trägheit einschließlich der Vorder- und Hinterachsenrollen, der vorderen und hinteren Dynamometer und des Schwungrades zu erhalten.

4. Eine Steuereinrichtung nach Anspruch 2, weiter mit wenigstens einem kuppelbaren Schwungrad, das mit einer oder beiden der Vorder- und Hinterachsenrollen in Eingriff bringbar ist, wenn die mechanische Trägheit der Vorder- und Hinterachsenrollen unterschiedlich ist, wobei die Steuereinrichtung betreibbar ist, um ein Vorderachsenrollen-Beschleunigungssignal durch Differentiation einer Vorderachsenrollen-Geschwindigkeit zu erhalten, und um ein Hinterachsenrollen-Beschleunigungssignal durch Differentiation einer Hinterachsenrollen-Geschwindigkeit zu erhalten, und die Steuereinrichtung somit betreibbar ist, um eine Durchschnittsbeschleunigungsgeschwindigkeit gemäß einer Summierung der Vorder- und Hinterachsenrollengeschwindigkeiten gemäß einem Verhältnis von vorderer und hinterer mechanischer Trägheit einschließlich der Vorder- und Hinterachsenrollen, der vorderen und hinteren Dynamometer und des Schwungrades zu erhalten.
5. Ein Steuersystem nach Anspruch 2, weiter mit Schaltmitteln, die in einem ersten Modus, in welchem Geschwindigkeiten der ersten und zweiten Dynamometer unabhängig gesteuert werden, und einem zweiten Modus betreibbar sind, in welchem der Synchronisationsbefehl erzeugt wird.

---.

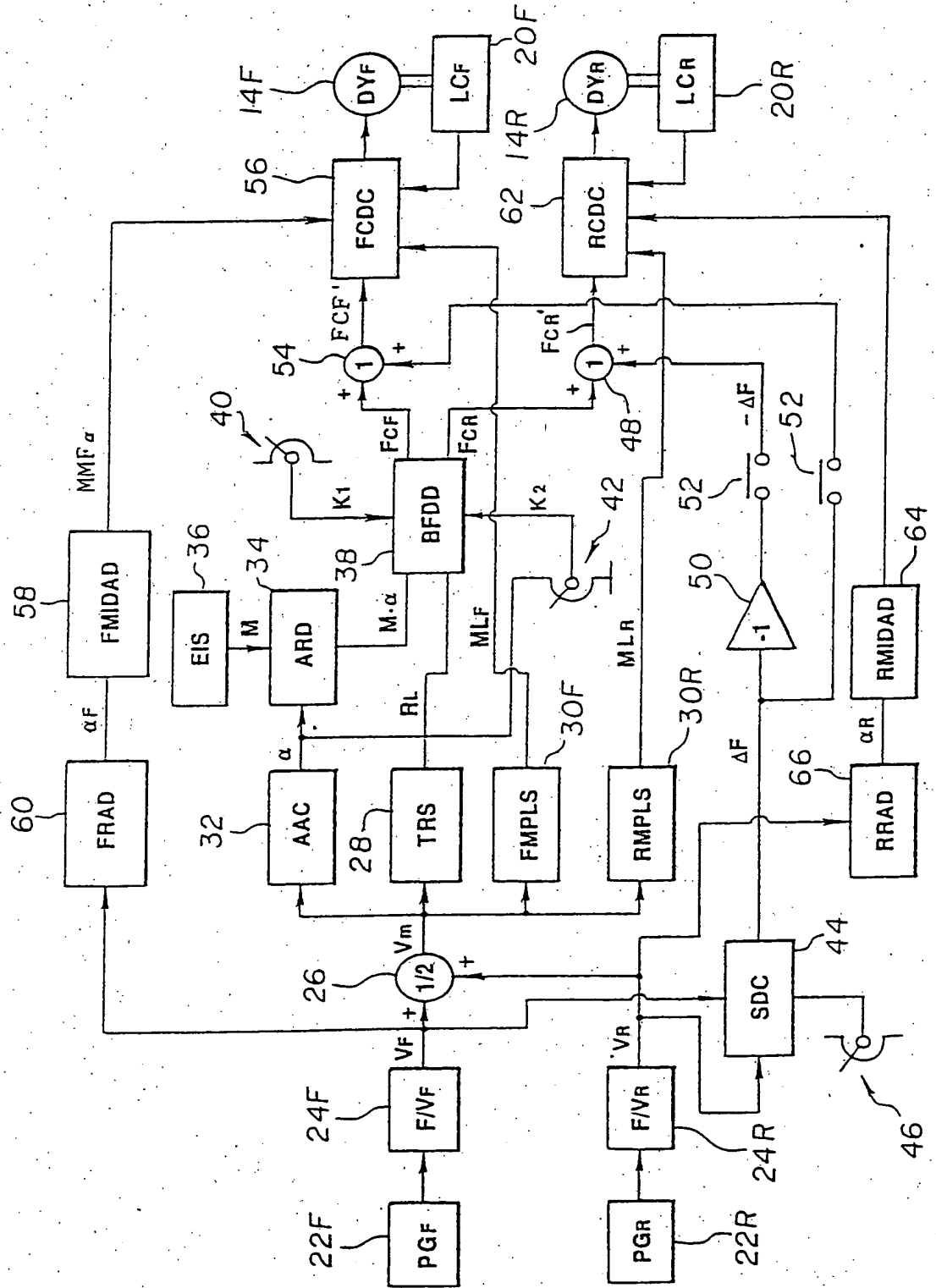
FIG. 3



**FIG. 4****FIG. 5**

2/4.

FIG. 2



1/4

**FIG. 1**

